

- Андрусенко С.І., Бугайчук О.С., Будниченко В.Б., Подпіснєв В.С.* Обґрунтування доцільності використання накопичувачів енергії в електромережах міського транспорту та домогосподарств [3](#)
- Ануфрієва Т.Г.* Формування ланцюгів постачань при перевезенні швидкопсувних вантажів [14](#)
- Баранов Г.Л., Комісаренко О.С., Прохоренко О.М.* Інфологічне моделювання технологічних процесів створення перспективних складених матеріалів [21](#)
- Борець І.В., Соколова О.Є., Соловійова О.О., Висоцька І.І.* Організація мультимодальних перевезень вантажів за участю авіаційного транспорту [35](#)
- Бубела А.В.* Дослідження ефективності функціонування дренажів мілкового закладання в дорожніх конструкціях [45](#)
- Будя О.П., Скопень М.М., Гавриленко О.В.* Моделювання та конфігурування IP-телефонії при емуляції мереж засобами системи Cisco Packet Tracer [55](#)
- Гамеляк І.П., Дмитрієв М.М., Попелиш І.І., Корітчук С.О., Семенченко О.В.* Ефективність застосування антижелезних хімреагентів при зимовому утриманні автомобільних доріг та аеродромів [63](#)
- Гололобов Ю.П., Боровий М.О., Ніколаєнко А.В.* Особливості змін параметрів структури напівпровідника  $Ag_3AsS_3$  [73](#)
- Горбенко С.С.* Вибір способу відновлення деталей за критеріями якості [83](#)
- Горбунович І.В., Левківська Л.В.* Дослідження обертового й поздовжнього рухів наддовгого стрижня в похилих порожнинах [92](#)
- Дмитриченко М.Ф., Міланенко О.А., Білякович О.М., Савчук А.М., Туриця Ю.О.* Вплив температури навколишнього середовища на властивості моторних олів [102](#)
- Дулеба А.Д., Мельник О.В.* До питання теорії процесу борування залізо-вуглецевих сплавів в магнітному полі [113](#)
- Захарченко М.М.* Аналіз вітчизняного і закордонного досвіду роботи транспортних вузлів [118](#)
- Иценко Р.М., Ісаєнко Г.Л.* Аналіз рівня підготовки з загальноосвітнього курсу фізики студентів першого курсу за результатами вхідного контролю [128](#)
- Киричок А.Г., Антонюк В.П., Шевченко А.В.* Основные историко-правовые аспекты регулирования международных автомобильных перевозок [136](#)
- Корпач А.О., Левківський О.О.* Сучасні напрямки використання альтернативних палив в автомобільних дизелях [145](#)
- Крижанівський Є.І., Криштопа С.І., Криштопа Л.І., Гнип М.М., Микитій І.М.* Експериментальні дослідження показників дизельного двигуна при його роботі на сумішах біодизельного палива одержаного з синьо-зелених водоростей [153](#)
- Лановий О.Т., Виговська І.А.* Удосконалення функціонування мережі автомобільних [163](#)

доріг загального користування України

- Лебідь І.Г., Ткаченко В.А., Лисак Р.С., Хрутьба А.С.* Вибір методу управління комунікаціями в проектах [174](#)
- Лісовал А.А.* Дослідження можливостей приводного нагнітача Rotrex для застосування в системах наддуву [183](#)
- Малиш М.І., Куліш М.Р.* Кутова залежність двофотонного поглинання в CdP<sub>2</sub> [190](#)
- Марков О.Д.* Деякі аспекти розвитку соціально-економічної організації [196](#)
- Маруніч С.В.* Масштабування процесу зменшення негативного впливу авіаційного шуму [201](#)
- Мейш Ю.А., Мейш В.Ф.* Постановка та побудова чисельного алгоритму розв'язування задач динаміки теорії конічних оболонок в неортогональній системі координат [211](#)
- Мельник Н.І., Власенко Н.С., Коваленко І.В., Шпак А.Є., Зульфїгаров А.О.* Поліпропіленовий біполярний електрод для електроекстрації кобальту [218](#)
- Мельниченко О.І., Кульбовський І.І., Голуб Г.М., Харута В.Л.* Аспекти метрологічного забезпечення технологічних процесів інформаційно-вимірювальних систем в проектах інфраструктури транспорту [226](#)
- Онищенко А.М., Худолій С.М., Чиженко Н.П.* Числове моделювання впливу розташування транспортного навантаження на цементобетонне покриття автомобільних доріг [237](#)
- Осіпов В.О.* Питання підвищення безпеки руху за рахунок використання нових світлоповертальних елементів [253](#)
- Поліщук В.П., Янішевський С.В., Гуменюк О.В.* організація перехоплюючих автостоянок (система паркування «park&ride») в м. Києві [264](#)
- Прокудін Г.С., Чупайленко О.А., Гілевська К.Ю., Майданик К.О.* Особливості формування та перспективи розвитку транспортно-логістичних кластерів [274](#)
- Савостін-Косяк Д.О., Міхальські Яцек.* Аналіз впливу дорожніх бар'єрів безпеки на зниження ризику небезпечних дорожньо-транспортних пригод та їх наслідків [283](#)
- Сахно В.П., Поляков В.М., Сакно О.П., Колеснікова Т.М.* Метод аналізу функціонального резонансу для моделювання контролю безпеки руху автомобіля [293](#)
- Светазаров О.М., Ковальов М.Ф.* Теоретичне обґрунтування обчислювального алгоритму витрати палива автомобілями-самоскидами [304](#)
- Січко О.Є., Субочев О.І., Погорєлов М.Г., Курніков С.І., Горбань Р.А.* Підвищення технічної готовності рухомого складу сервісних підприємств [313](#)
- Стьожка В.В., Борковський П.П.* Підвищення довговічності цементобетону для покриття автомобільних доріг [324](#)
- Тарандушка Л.А.* Побудова функціональної моделі автосервісного підприємства [333](#)
- Тімков О.М., Яценко Д.М.* Розробка фізичної моделі автомобіля з дистанційним керуванням для експериментальних досліджень властивостей автомобілів [341](#)
- Топольськов Є.О., Беляєвський Л.С., Сердюк А.А.* Удосконалення бортових [353](#)

навігаційних комплексів автотранспортних засобів з використанням інерціальних датчиків та імовірно-геометричних методів обробки інформації

*Хабутдінов Р.А.* Системна концепція енергоресурсної синергії та методологія технологічно-інноваційного управління на автотранспорті [365](#)

*Хаврук В. О.* Модель управління запасами в умовах невизначеності з використанням традиційних критеріїв [375](#)

*Харитонов Л.В., Куценко О.Г., Каденко І.М.* Концепція довідників дефектів в обладнанні та трубопроводах енергетичних та транспортних систем [387](#)

*Хрутьба В.О., Зюзюн І.В., Барабаш О.В., Невєдров С.Д.* Формування системи критеріїв оцінки впливу на довкілля в Барабаш проектах будівництва та реконструкції об'єктів критичної інфраструктури [405](#)

*Хрулев О.Е., Дмитрієв С.О.* Розрахункова модель процесу стиснення повітря з рідиною в циліндрі ДВЗ [416](#)

*Червякова Т.І.* Інформаційна безпека технології хмарних обчислень [427](#)

*Шевчук Л.В.* Концентрація напружень в околі тріщини в дорожньому покритті при дії транспортних навантажень [437](#)

*Ширяєва С.В.* Фактори, що впливають на формування і розвиток мультимодальної транспортної системи України в сучасних умовах [446](#)

*Шлюнь Н.В., Білобрицька О.І.* Сингулярно збудені задачі термомеханіки шаруватих дорожніх покриттів [455](#)

## РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ СТИСНЕННЯ ПОВІТРЯ З РІДИНОЮ В ЦИЛІНДРІ ДВЗ

*Хрулев О.Е.*, кандидат технічних наук, Міжнародне моторне бюро, Київ, Україна, alo.engine@gmail.com, orcid.org/0000-0002-6841-9225

*Дмитрієв С.О.*, доктор технічних наук, Національний авіаційний університет, Київ, на, sad@nau.edu.ua, orcid.org/0000-0002-4461-1837

## THE CALCULATING MODEL OF AIR COMPRESSION PROCESS WITH LIQUID IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE CYLINDER

*Khrulev A.E.*, PhD in Technical Science, International Motor Bureau, Kiev, Ukraine, alo.engine@gmail.com, orcid.org/0000-0002-6841-9225

*Dmitriev S.A.*, Doctor of Technical Sciences, National Aviation University, Kiev, Ukraine, sad@nau.edu.ua, orcid.org/0000-0002-4461-1837

## РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ ВОЗДУХА С ЖИДКОСТЬЮ В ЦИЛИНДРЕ ДВС

*Хрулев А.Э.*, кандидат технических наук, Международное моторное бюро, Киев, Украина, alo.engine@gmail.com, orcid.org/0000-0002-6841-9225

*Дмитриев С.А.*, доктор технических наук, Национальный авиационный университет, Киев, Украина, sad@nau.edu.ua, orcid.org/0000-0002-4461-1837

### **Постановка проблемы.**

Из практики исследования причин неисправностей двигателей внутреннего сгорания известно, что одной из весьма распространенных причин тяжелых повреждений в эксплуатации, вызывающих неработоспособность (отказ) ДВС вплоть до его неремонтопригодности, является попадание жидкости в цилиндр. При подходе поршня к верхней мертвой точке значительное количество жидкости может привести к резкому возрастанию давления в цилиндре и повреждению деталей шатунно-поршневой группы. Такое явление получило общее условное название – гидроудар [1,2].

Гидроудар обычно вызывает скрытые повреждения в двигателе, прежде всего – деформацию шатуна. Если такая деформация не слишком велика, она не препятствует работе двигателя, но в стержне деформированного шатуна возникают нештатные изгибающие нагрузки, что через некоторое время приводит к усталостному разрушению (Рис. 1) и выходу двигателя из строя.

Опыт эксплуатации и ремонта различных двигателей показывает, что гидроудар возможен в транспортных ДВС любого типа, назначения и области применения, исследования признаков, причин и причинно-следственных связей данного явления оказываются достаточно актуальными для практики, причем не только эксплуатации транспортных средств, но и их конструирования.

### **Анализ последних исследований и публикаций.**

Практика показывает, что при определенных условиях в цилиндр ДВС могут попасть различные жидкости [3,4]. Так, наиболее распространенной эксплуатационной причиной «водяного» гидроудара в цилиндре является попадание воды, поступившей из окружающей среды через впускную или выпускную систему [5,6]. У двигателей с турбонаддувом встречается «масляный» гидроудар вследствие поступления в цилиндр моторного масла, скопившегося в агрегатах или узлах впускной системы. Реже наблюдается «топливный» гидроудар в результате неисправности элементов топливной системы, а наиболее редким можно считать гидроудар, вызванный поступлением в цилиндр охлаждающей жидкости.

Однако, несмотря на многочисленные упоминания гидроудара в источниках информации [7,8], никаких количественных оценок или характеристик этого явления в них не приводится, а описание гидроудара часто ограничивается только кратким упоминанием некоторых его признаков, да и то, в большинстве случаев, неполным. Что бывает недостаточно для практического определения всех признаков повреждения и выявления причины неисправности конкретного двигателя.

Целью статьи является исследование механизма сжатия воздуха с жидкостью в цилиндре ДВС с целью выявления количественных характеристик этого явления.



Рисунок 1 – Типичный вид повреждения шатуна при гидроударе в цилиндре ДВС (справа). При дальнейшей эксплуатации это приводит к усталостному разрушению стержня (слева) вследствие нештатных изгибающих нагрузок.

Figure 1 – Typical damage to conrod during hydrolock in the engine cylinder (right). During further operation, this leads to fatigue failure of the stem (left) due to abnormal bending loads.

#### Основной материал.

Задача определения параметров воздуха в цилиндре при попадании в него жидкости может быть разбита на несколько этапов. На первом этапе необходимо рассмотреть все геометрические и кинематические параметры, связанные с движением поршня в цилиндре при наличии жидкости (Рис. 2). Это позволяет составить расчетные уравнения для параметров газа в цилиндре, после чего можно получить количественные данные.



Рисунок 2 – При движении поршня вверх на такте сжатия занятие несжимаемой жидкостью (1) части объема воздуха в цилиндре является вполне ожидаемой причиной более быстрого повышения давления.  
Figure 2 – When the piston moves upward during the compression stroke, filling by an incompressible fluid (1) of a part of the air volume in the cylinder is a quite expected reason for a more rapid pressure rise.

Необходимо отметить, что похожие задачи по определению параметров воздуха в цилиндре давно решены, а на основе их решения разработан целый ряд стандартных программ для расчета цикла ДВС [9]. Однако использовать их для рассматриваемого процесса сжатия воздуха с заданным количеством жидкости не удастся, поскольку учет влияния жидкости на процесс сжатия в них не предусмотрен. Вследствие этого решение задачи о сжатии в цилиндре воздуха с жидкостью требует разработки соответствующей расчетной методики.

#### **Методика расчета процесса сжатия в цилиндре воздуха при наличии жидкости.**

Для решения задачи необходимо вначале сделать упрощающие допущения, которые позволят составить соответствующие уравнения, но, в то же время, не окажут заметного негативного воздействия на результат. В соответствии с этим были сделаны следующие упрощающие допущения:

- 1) жидкость, попавшая в цилиндр, несжимаема,
- 2) физические свойства жидкости вследствие быстротечности процесса не зависят от температуры и давления воздуха, температура и свойства жидкости принимаются неизменными и одинаковыми по всему ее объему,
- 3) в исследуемом процессе жидкость не подвергается испарению, конденсации, химическим реакциям и иным видам преобразования,
- 4) воспламенение и горение топлива исключаются (например, в ДВС с искровым зажиганием любая жидкость из указанных выше шунтирует искровой промежуток свечи зажигания и препятствует искровому разряду. В дизеле ситуация сложнее, но рассматриваемые жидкости могут либо также препятствовать воспламенению топлива, либо делать его горение неустойчивым),
- 5) протечки воздуха и жидкости из цилиндра через неплотности в поршневых кольцах и клапанах не учитываются,
- 6) мгновенные параметры воздуха в цилиндре по объему одинаковы, их изменение по углу поворота коленчатого вала происходит квазистационарно,
- 7) скорость вращения коленчатого вала постоянна и от попадания в цилиндр жидкости не зависит (это равносильно допущению того, что коленчатый вал тяжелый и/или его инерция при вращении очень велика).

Рассмотрим теперь процесс сжатия воздуха с жидкостью в цилиндре от момента закрытия впускных клапанов, для чего вначале уточним геометрические параметры. Текущий объем воздуха в цилиндре равен:

$$V = x \pi / 4 D^2 + V_{kc} (1 - \varepsilon_v), \quad (1)$$

где:  $x$  – текущая координата днища поршня, отсчитываемая от верхней мертвой точки,  $D$  – диаметр цилиндра,  $V_{kc}$  – объем камеры сгорания,  $\varepsilon_v = V_v / V_{kc}$  – относительный объем жидкости (по отношению к объему камеры), или коэффициент заполнения камеры сгорания жидкостью.

С учетом того, что геометрическая степень сжатия:

$$\varepsilon = V_h / V_{kc} + 1,$$

где  $V_h = S \pi / 4 D^2$  – рабочий объем цилиндра,  $S$  – ход поршня, из выражения (1) получим значение текущего объема воздуха в цилиндре в виде:

$$V = V_h \left( x/S + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon - 1} \right) = V_h A_\varphi, \quad (2)$$

где  $A_\varphi = \left( x/S + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon - 1} \right)$ .

Из выражения (2) видно, что увеличение количества жидкости приводит к уменьшению объема воздуха в цилиндре за счет его замещения жидкостью.

Относительная координата днища поршня, входящая в формулу (2), находится по формулам, описывающим кинематику кривошипно-шатунного механизма ДВС [10], в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ , отсчитываемого от верхней мертвой точки:

$$x/S = 0,5 \left[ (1 - \cos\varphi) + \lambda_c / 4 (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (3)$$

где  $\lambda_c = R/L_c$  – относительное удлинение шатуна.

Тогда коэффициент  $A_\varphi$ , входящий в формулу (2), после подстановки в нее формулы (3) можно получить в виде:

$$A_\varphi = 0,5 \left[ (1 - \cos\varphi) + \lambda_c/4 (1 - \cos 2\varphi) \right] - (1 - \varepsilon_v)/(\varepsilon - 1). \quad (4)$$

Рассмотрим теперь воздух в цилиндре. Согласно 1-му закону термодинамики применительно к рассматриваемому процессу сжатия в цилиндре [11], изменение внутренней энергии воздуха  $dU$  по времени процесса  $d\tau$  в результате производства над воздухом работы  $dA$  и отбора от него теплоты  $Q_w$  можно представить как:

$$dU = dA - Q_w d\tau. \quad (5)$$

Уравнение (5) можно переписать в виде:

$$mC_p dT = -pdV - \alpha_w F_w (T - T_w) d\tau, \quad (6)$$

где  $dA = -pdV$  – термодинамическая работа,  $Q_w = \alpha_w F_w (T - T_w)$  – количество теплоты, отводимой от воздуха в стенки,  $\alpha_w$  – коэффициент теплоотдачи,  $F_w = \pi D (0,5 D + x)$  – площадь стенок цилиндра,  $dU = mC_p dT$  – изменение внутренней энергии в процессе,  $C_p$  – теплоемкость воздуха,  $m$  – масса воздуха в цилиндре (при сжатии не изменяется, поскольку утечек из цилиндра нет).

Выражение для  $dV$  можно получить из (2) и (4):

$$dV = V_h dA_\varphi = V_h B_\varphi d\varphi, \quad (7)$$

где коэффициент  $B_\varphi$ :

$$B_\varphi = 0,5(\sin\varphi + \lambda_c \sin 2\varphi). \quad (8)$$

Тогда уравнение (6) с помощью выражения (7) и с учетом того, что  $\varphi = \omega \tau$ , где  $\omega = \pi n/30$  – угловая скорость коленвала,  $n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ , можно переписать в виде:

$$\frac{dT}{d\varphi} = -T \frac{R B_\varphi}{C_p A_\varphi} - \frac{30 \alpha_w F_w}{\pi n m C_p} (T - T_w). \quad (9)$$

Запишем теперь уравнение состояния, связывающее давление  $p$ , температуру  $T$  и объем  $V$  воздуха в цилиндре:

$$pV = mRT, \quad (10)$$

где  $R$  – газовая постоянная воздуха.

Дифференцирование уравнения (10) дает:

$$p dV + V dp = mR dT,$$

откуда

$$dp = mR dT/V - p dV/V,$$

или

$$\frac{dp}{d\varphi} = m \frac{R dT}{V d\varphi} - \frac{R dV}{V d\varphi}. \quad (11)$$

Подставляя в уравнение (11) выражение (9) для  $dT/d\varphi$ , получим:

$$\frac{dp}{d\varphi} = -p \frac{B_\varphi}{A_\varphi} \left(1 + \frac{R}{C_p}\right) - \frac{30 \alpha_w F_w R}{\pi n m C_p A_\varphi} (T - T_w). \quad (12)$$

Упростим систему уравнений (9) и (12), приведя их к виду:

$$dT/d\varphi = -T \gamma \psi,$$

$$dp/d\varphi = -p \gamma \left(\psi + \frac{C_p}{R}\right), \quad (13)$$

где коэффициенты:

$$\psi = 1 + \frac{30\alpha_w F_w R}{\pi n p V_h B_\varphi} (T - T_w),$$

$$\gamma = \frac{R B_\varphi}{C_p A_\varphi},$$

а коэффициенты  $A_\varphi$  и  $B_\varphi$  находятся по формулам (4) и (8) соответственно.

Для определения коэффициента теплоотдачи от воздуха в стенки можно воспользоваться формулой Вошни [11]

$$\alpha_w = 130 \frac{(p \cdot 10^{-5})^{0,8} \omega_m^{0,8}}{T^{0,53} D^{0,2}},$$

где для такта сжатия  $\omega_m = 2,28 C_m$ ,  $C_m = S n / 30$  – средняя скорость поршня.

Система уравнений (13) может быть решена численно с начальными условиями, решение представляет собой численные значения давления и температуры в функции угла поворота коленчатого вала:

$$p, T(\varphi) = \int f(p, T, \varphi, \dots) d\varphi.$$

В 1-м приближении это можно сделать путем численного интегрирования уравнений (13) простым методом Эйлера, задав начальные значения давления и температуры в момент закрытия впускных клапанов, которые можно найти с помощью стандартных программ расчета рабочего цикла ДВС.

#### Определение начальных условий задачи о сжатии воздуха в цилиндре.

Для выполнения расчета необходимо определить влияние жидкости на процесс впуска. Поскольку речь идет о приближенной модели, можно сделать упрощающее допущение о том, что объем жидкости мал по сравнению с объемом цилиндра (что вполне допустимо с ошибкой, составляющей не более отношения объема камеры сгорания к объему цилиндра, т.е. около 10%).

Для расчета начальных условий, необходимых для моделирования, была использована программа Lotus Engine Simulation [9,12]. Программа построена на основе расчета мгновенных параметров термодинамического цикла ДВС (средние по объему давление и температура в цилиндре) по углу поворота коленчатого вала. При этом в примыкающих к цилиндру впускных и выпускных каналах течение газа рассчитывается как одномерное, что позволяет учесть динамические явления в трубопроводах и их влияние на параметры воздуха и газа в цилиндре.

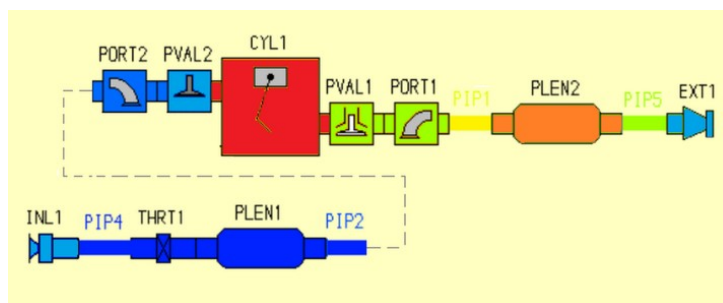


Рисунок 3 – 1-цилиндровая геометрическая модель двигателя в программе Lotus Engine Simulation.

Figure 3 – 1-cylinder geometric engine model in the Lotus Engine Simulation software.

Поскольку целью расчета являлись не основные интегральные параметры двигателя (мощность, крутящий момент, удельный расход топлива), а температура и давление в цилиндре, использовалась упрощенная 1-цилиндровая модель (Рис. 3).

При расчете были заданы тип ДВС – бензиновый с искровым зажиганием, размерность двигателя 83x80 мм, степень сжатия 9,0, режим работы 3000 мин<sup>-1</sup>, закрытие впускных клапанов 40° после нижней мертвой точки, температура стенок 390К и другие параметры.

Расчет цикла проводился с учетом теплообмена со стенками, что было обеспечено заданием в программе соответствующих коэффициентов теплоотдачи (программа учитывает теплообмен газа со стенками камеры сгорания и поршня, а также потери тепла в охлаждающую жидкость).

На Рисунке 4 представлены расчетные диаграммы давления и температуры в цилиндре на режимах от 1000 до 6000 об/мин, включая выбранный режим 3000 об/мин. Эти данные позволили установить начальные значения давления и температуры, соответствующие моменту закрытия впускных клапанов, необходимые для последующего моделирования гидроудара путем расчета такта сжатия при наличии жидкости (для данного примера было получено  $p_0 = 1,21$  бар,  $T_0 = 371K$  при  $\varphi = 220^\circ$ ).

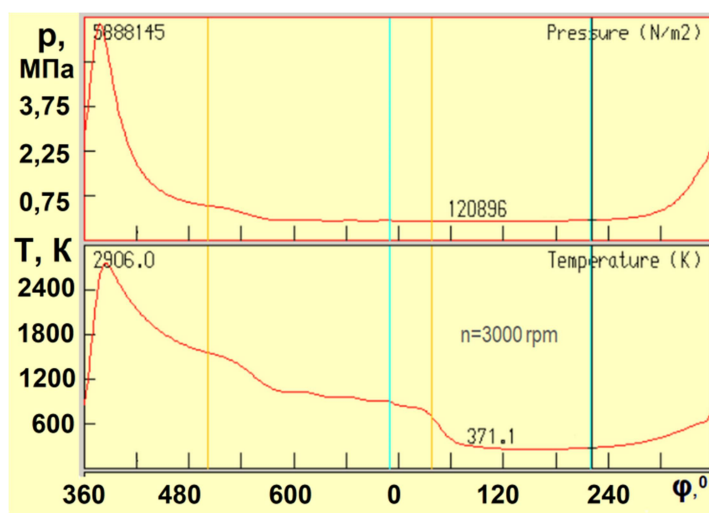


Рисунок 4 – Диаграммы давления  $p$  и температуры  $T$  в цилиндре ДВС по углу поворота  $\varphi$  коленвала на режиме 3000 об/мин, полученные с помощью программы Lotus Engine Simulation.  
 Figure 4 – The diagrams of pressure  $p$  and temperature  $T$  in the engine cylinder by crankshaft rotation angle  $\varphi$  at 3000 rpm, obtained using the Lotus Engine Simulation software.

**Результаты моделирования сжатия воздуха с жидкостью.**

Расчет процесса сжатия воздуха в цилиндре с указанными выше начальными условиями в диапазоне углов поворота коленчатого вала от момента закрытия впускных клапанов ( $\varphi = 220^\circ$ ) до верхней мертвой точки был выполнен для различных значений коэффициента заполнения камеры сгорания жидкостью  $\epsilon_v$ .

Результаты расчета (Рис. 5) показывают, что давление в цилиндре начинает заметно возрастать по сравнению с обычным сжатием без жидкости только за  $50-60^\circ$  до верхней мертвой точки, а за  $10-20^\circ$  до нее при большом заполнении камеры сгорания жидкостью давление может возрасти в десятки или даже в сотни раз.

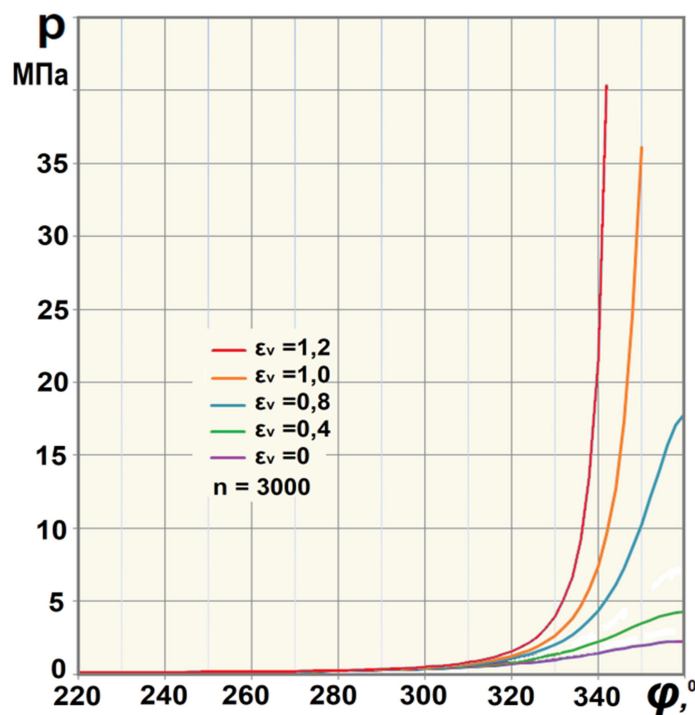


Рисунок 5 – Изменение давления в цилиндре по углу поворота коленвала при различных значениях коэффициента заполнения камеры.  
 Figure 5 – Variation of the cylinder pressure by the crankshaft rotation angle at various values of the chamber filling ratio.

Резкий рост давления при наличии жидкости именно в заключительной фазе сжатия хорошо виден, если перестроить диаграмму в виде зависимости давления в цилиндре от коэффициента заполнения камеры сгорания при различном угловом положении коленчатого вала (Рис. 6). Для сравнения аналогичный расчет был проведен для дизеля той же размерности со степенью сжатия 22. На Рисунке 7 хорошо видно, что за счет более высокой степени сжатия изменение давления в цилиндре дизеля при гидроударе происходит гораздо резче и по величине, при прочих равных условиях, во много раз превосходит давление в цилиндре бензинового ДВС (Рис. 5).

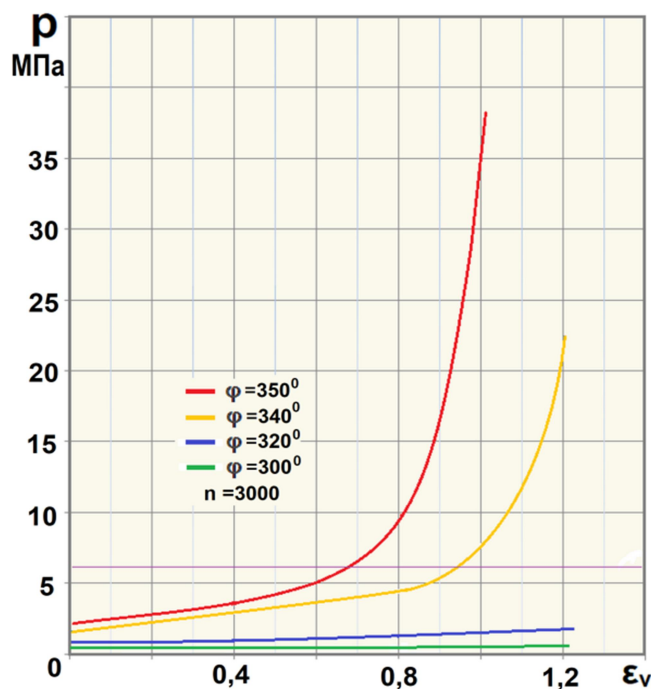


Рисунок 6 – Диаграмма изменения давления в цилиндре в зависимости от коэффициента заполнения жидкостью при разных углах поворота коленчатого вала.  
 Figure 6 – The diagram of the cylinder pressure variation depending on the liquid filling ratio at different crankshaft rotation angles.

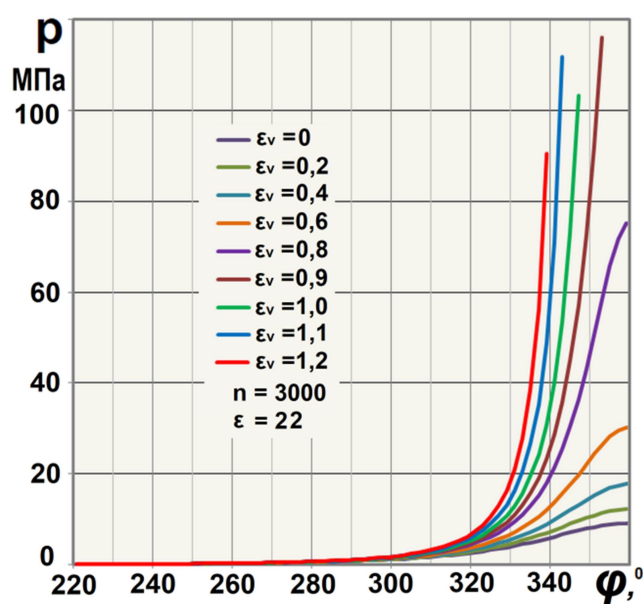


Рисунок 7 – Изменение давления в цилиндре дизеля при разном количестве жидкости.  
 Figure 7 – Pressure variation in the diesel cylinder at different liquid amount.

Понятно, что значительный рост давления, обусловленный наличием большого количества жидкости в сравнении с объемом камеры, может вызвать повреждения деталей. Следовательно, полученные данные можно использовать для дальнейшего исследования, поскольку они определяют условия для задач определения напряженно-деформированного состояния и потери устойчивости шатуна.

#### **Выводы.**

Разработанная методика расчета параметров воздуха при попадании жидкости в цилиндр ДВС (гидроудар) позволяет получить зависимость величины мгновенного давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала в зависимости от коэффициента заполнения камеры сгорания жидкостью. Расчетным путем установлено, что при заполнении камеры сгорания жидкостью приблизительно на 80% начинается значительный рост давления в заключительной фазе такта сжатия, и за 10-20° до верхней мертвой точки, в зависимости от количества жидкости, давление в цилиндре возрастает в десятки раз относительно нормального процесса сжатия, что определяет повреждение деталей. Разработанная методика может быть использована в задачах моделирования повреждений ДВС при гидроударе, включая потерю устойчивости стержня шатуна, для уточнения признаков и причин повреждения данного вида.

#### **ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК**

1. Greuter E., Zima S. Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failure and Their Causes. – Warrendale: SAE International, 2012. – 582 p.
2. Engine components and filters. Damage profiles, probable causes and prevention. Technical information MS3-1109. – Farmington Hills: Mahle Aftermarket Inc., 2016. – 76 p.
3. Хрулев А.Э. Методика определения причины неисправности ДВС при тяжелых эксплуатационных повреждениях / А.Э.Хрулев, Кочуренко Ю.В. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – №1. – С. 52-60. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.10.
4. Хрулев А.Э. и др. Экспертиза технического состояния и причины неисправностей автомобильной техники / Дроздовский В.Б., Лосавио С.К., Хрулев А.Э. – Москва: Издательство АБС, 2019. – 966 с.
5. Хрулев А. Гидроудар в цилиндре / А.Хрулев // Автомобиль и сервис. – 2000. – №4. – С.8-10
6. Хрулев А. Гидроудар «замедленного действия» / А.Хрулев, С.Самохин // Автомобиль и сервис. – 2011. – №1. – С.36-39.
7. Kumar P.S. and Kumar K. Buckling Analysis and Shape Optimization of Connecting Rod using FEA. – REST Journal on Emerging trends in Modelling and Manufacturing. – 2016. – No.2 (2). – P. 44-50.
8. Shenoy P.S., Fatemi A. Dynamic analysis of loads and stresses in connecting rods. – Journal of Mechanical Engineering Science. – 2006. – Vol.220. – Part C. – P. 615-624. DOI: 10.1243/09544062JMES105.
9. Машиностроение. Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания. Т. IV–14 / Л.В.Грехов, Н.А.Иващенко, В.А.Марков и др.// Под общ. ред. А.А.Александрова и Н.А.Иващенко. – Москва: Машиностроение, 2013. – 784 с.
10. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals: McGraw–Hill Series in Mechanical Engineering / J.B.Heywood. – New York, McGraw–Hill, Inc., 1988. – 930 p.
11. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник для студентов высших учебных заведений. Пер. с укр. / В.Г. Дьяченко. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
12. Duleba B. Simulation of Automotive Engine in Lotus Simulation Tools / B.Duleba // Transfer inovacii. – 2014. – No. 30. – P. 48-52.

#### **REFERENCES**

1. Greuter, E., Zima, S. (2012) Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failure and Their Causes. Warrendale, SAE International, 582 p. [in English].
2. Engine components and filters. Damage profiles, probable causes and prevention. (2016) Technical information MS3-1109. Farmington Hills, Mahle Aftermarket Inc., 76 p. [in English].

3. Khrulev, A.E., Kochurenko Y.V. (2017) Metodika opredeleniya prichiny neisprabnosti DVS pri tyajelykh ekspluatazhionnykh povrejdeniyakh [Method for determining the cause of the ICE failure for severe damages in operation]. Dvigateli vnutrennego sgoraniya – Internal Combustion Engines, 1, 52-60 [in Russian]. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.10 [in Russian].
4. Khrulev, A.E., Losavio, S.K., Drozdovsky, V.B. (2019) Expertiza tekhnicheskogo sostoyaniya i prichiny neispravnostey avtomobilnoy tekhniki [Technical condition expertise and automotive technology fault causes]. Moscow, Publishing house ABS, 966 p. [in Russian].
5. Khrulev, A. (2000) Gidroudard v szilindre [Hydrolock in the cylinder]. Avtomobil i servis – Automobile and service, 4, 8–10 [in Russian].
6. Khrulev, A., Samokhin, S. (2011) Gidroudard «otlojennogo deistviya» [Hydrolock «delayed action»] Avtomobil i servis – Automobile and service, 08, 36-39 [in Russian].
7. Kumar, P.S., Kumar, K. (2016) Buckling Analysis and Shape Optimization of Connecting Rod using FEA. REST Journal on Emerging Trends in Modelling and Manufacturing, 2 (2), 44-50 [in English].
8. Shenoy, P.S., Fatemi, A. (2006) Dynamic analysis of loads and stresses in connecting rods. Journal of Mechanical Engineering Science, 220 (C), 615-624. DOI: 10.1243/09544062JMES105 [in English].
9. Grekhov, L.V. and others. (2013) Mashinostroenie. Ensiklopediya. Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Mechanical Engineering. Encyclopedia. Internal combustion engines]. Vol. IV–14, Ed. A.A.Aleksandrov and N.A.Ivaschenko. Moscow, Mashinostroenie, 784 p. [in Russian].
10. Heywood, J.B. (1988) Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw–Hill Series in Mechanical Engineering. New York, McGraw–Hill Inc., 930 p. [in English].
11. Dyachenko, V.G. (2009) Teoriya dvigateley vnutrennego sgoraniya [Theory of internal combustion engines]. Kharkov, HNADU, 500 p. [in Russian].
12. Duleba, B. (2014) Simulation of Automotive Engine in Lotus Simulation Tools. Transfer inovacii, 30, 48-52 [in English].

#### РЕФЕРАТ

Хрулев О.Е. Розрахункова модель процесу стиснення повітря з рідиною в циліндрі ДВЗ / О.Е. Хрулев, С.О.Дмитрієв // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. : НТУ, 2020. – Вип. 1 (46).

У статті розглянуто особливості та виконаний попередній аналіз ознак і причин пошкоджень шатуна двигуна внутрішнього згорання, які спричинили влучення рідини в циліндр (гідроудар).

Об'єкт дослідження — циліндр двигуна внутрішнього згорання при попаданні в його рідини.

Мета роботи — дослідження механізму стиснення повітря з рідиною в циліндрі ДВЗ з метою виявлення відсутніх в даний час кількісних характеристик явища гідроудару, який викликає деформацію і подальше руйнування шатуна.

Метод дослідження — теоретичний, включає розробку методики розрахунку зміни параметрів повітря в процесі стиснення з рідиною. На основі спрощень припущень з рівнянь стану та енергії газу отримана система диференціальних рівнянь для розрахунку тиску і температури повітря з рідиною в циліндрі, які вирішуються шляхом чисельного інтегрування по куту повороту колінчастого вала. Початкові умови для вирішення отримані з використанням стандартної програми розрахунку циклу ДВЗ. В результаті виконано математичне моделювання процесу стиснення і розрахунок тиску в циліндрі за кутом повороту колінчастого вала в залежності від коефіцієнта заповнення камери згорання рідиною.

Практичне застосування методики та отриманих результатів полягає в їх використанні в задачах моделювання ушкоджень ДВС, включаючи розрахунки втрати стійкості шатуна при гідроударі, а також для уточнення ознак і причин пошкодження.

Розрахунковим шляхом за допомогою розробленої методики встановлено, що з ростом кількості рідини максимальний тиск в циліндрі ДВЗ при стисканні швидко зростає, починаючи з відносного заповнення камери згорання 80%. При подальшому збільшенні заповнення рідиною, порівняного з об'ємом камери згорання, зростання тиску в завершальній фазі такту стиснення можливий в десятки та навіть сотні разів, що і визначає пошкодження шатуна при гідроударі.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, ДВЗ, ШАТУН, ЦИЛІНДР, НЕСПРАВНІСТЬ, ПОШКОДЖЕННЯ, ГІДРОУДАР, РОЗРАХУНОК, МОДЕЛЮВАННЯ.

### ABSTRACT

Khrulev A.E., Dmitriev S.A. The calculating model of air compression process with liquid in the internal combustion engine cylinder. Visnyk National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2020. – Issue 1 (46).

The paper discusses the features and performs a preliminary analysis of the symptoms and the causes of the connecting rod damage of an internal combustion engine caused by liquid entering the cylinder (hydrolock).

Object of the study is the cylinder of an internal combustion engine when liquid enters it.

Purpose of the study is to research the mechanism of compression air with a liquid in the engine cylinder for identifying currently absent quantitative characteristics of the phenomenon of hydrolock, which causes deformation (buckling) and subsequent destruction of the connecting rod.

Method of the study is theoretical, includes the development of a methodology for calculating the variation of the air parameters during compression air with a liquid. Based on simplifying assumptions, a system of differential equations for the pressure and temperature of the air with a liquid in a cylinder is obtained from the equations of gas state and energy. The system is solved by numerical integration over the crankshaft rotation angle with initial conditions were obtained using the standard ICE cycle calculation software. As a result, computation of the cylinder pressure in compression process by the crankshaft rotation angle depending on the filling ration of the combustion chamber with liquid was performed.

The practical use of the methodology and the results obtained consists in their application in the problems of the engine damage simulation, including the calculations of the connecting rod buckling during hydrolock, as well as to clarify the symptoms and the causes of the damage.

By calculation using the developed methodology, it was found that with an increase in the amount of a liquid, the maximum pressure in the internal combustion engine cylinder rapidly increases during compression, starting with the combustion chamber filling ratio of 80%. With a further increase in liquid filling, commensurate with the volume of the combustion chamber, pressure rise in the final phase of the compression stroke is possible tens or even hundreds of times, which determines the damage to the connecting rod during hydrolock.

KEYWORDS: INTERNAL COMBUSTION ENGINE, ICE, CONNECTING ROD, CYLINDER, FAILURE, DAMAGE, HYDROLOCK, SIMULATION.

### РЕФЕРАТ

Хрулев А.Э. Расчетная модель процесса сжатия воздуха с жидкостью в цилиндре ДВС / А.Э. Хрулев, С.А.Дмитриев // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2020. – Вып. 1 (46).

В статье рассмотрены особенности и выполнен предварительный анализ признаков и причин повреждений шатуна двигателя внутреннего сгорания, вызванных попаданием жидкости в цилиндр (гидроудар).

Объект исследования – цилиндр двигателя внутреннего сгорания при попадании в него жидкости.

Цель работы – исследование механизма сжатия воздуха с жидкостью в цилиндре ДВС с целью выявления отсутствующих в настоящее время количественных характеристик явления гидроудара, вызывающего деформацию и последующее разрушение шатуна.

Метод исследования – теоретический, включает разработку методики расчета изменения параметров воздуха в процессе сжатия с жидкостью. На основе упрощающих допущений из уравнений состояния и энергии газа получена система дифференциальных уравнений для давления и температуры воздуха с жидкостью в цилиндре, решаемых путем численного интегрирования по углу поворота коленчатого вала. Начальные условия для решения получены с использованием стандартной программы расчета цикла ДВС. В результате выполнено математическое моделирование процесса сжа-

тия и расчет давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала в зависимости от коэффициента заполнения камеры сгорания жидкостью.

Практическое применение методики и полученных результатов заключается в их использовании в задачах моделирования повреждений ДВС, включая расчеты потери устойчивости шатуна при гидроударе, а также для уточнения признаков и причин повреждения.

Расчетным путем с помощью разработанной методики установлено, что с ростом количества жидкости максимальное давление в цилиндре ДВС при сжатии быстро возрастает, начиная с относительного заполнения камеры сгорания 80%. При дальнейшем увеличении заполнения жидкостью, соизмеримого с объемом камеры сгорания, рост давления в заключительной фазе такта сжатия возможен в десятки и даже сотни раз, что и определяет повреждение шатуна при гидроударе.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, ДВС, ШАТУН, ЦИЛИНДР, НЕИСПРАВНОСТЬ, ПОВРЕЖДЕНИЕ, ГИДРОУДАР, МОДЕЛИРОВАНИЕ.

#### **АВТОРИ:**

Хрулев Александр Эдуардович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, судебный эксперт, Міжнародне Моторне Бюро (ФОП Хрулев А.Е.), e-mail: alo.engine@gmail.com, +38 096 1632183, Україна, 07853, Київська обл., Бородянський р-н, смт Немішаєве, вул.Шкільна, 15, orcid.org/0000-0002-6841-9225.

Дмитрієв Сергій Олексійович, доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, директор Навчально-наукового аерокосмічного інституту, e-mail: sad@nau.edu.ua, +380 44 406 7410, Україна, 03058, Київ, просп.Комарова, 1.

#### **AUTHORS:**

Khrulev Alexander Eduardovich, PhD in Technical Science, Senior researcher, forensic expert, International Motor Bureau (FOP Khrulev A.E.), e-mail: alo.engine@gmail.com, +38 096 1632183, Ukraine, 07853, Kiev region, Borodyansky district, village Nemishajeve, vul.Shkilna, 15, orcid.org/0000-0002-6841-9225.

Dmitriev Sergey Alekseevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, National Aviation University, Director of the Educational and Scientific Aerospace Institute, e-mail: sad@nau.edu.ua, +380 44 406 7410, Ukraine, 03058, Kiev, Komarova ave., 1.

#### **АВТОРЫ:**

Хрулев Александр Эдуардович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, судебный эксперт, Международное Моторное Бюро (ФОП Хрулев А.Э.), e-mail: alo.engine@gmail.com, +38 096 1632183, Украина, 07853, Киевская обл., Бородянский р-н, пгт Немешаево, ул.Школьная, д.15, orcid.org/0000-0002-6841-9225.

Дмитриев Сергей Алексеевич, доктор технических наук, профессор, Национальный авиационный университет, директор Учебно-научного аэрокосмического института, e-mail: sad@nau.edu.ua, +380 44 406 7410, Украина, 03058, Киев, просп.Комарова, 1.

#### **РЕЦЕНЗЕНТИ:**

Хрутьба В.О., доктор технічних наук, професор кафедри екології та безпеки життєдіяльності Національного транспортного університету, Київ, Україна

Скрипник В.С., кандидат технічних наук, доцент, заступник директора з навчальної роботи Надвірнянського коледжу Національного транспортного університету, Надвірна, Україна

#### **REVIEWERS:**

Khrutba V.O., Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Ecology and Safety of Vital Functions, National Transport University, Kyiv, Ukraine

Skrypnyk V.S., the Candidate of Technical Sciences, docent, the Deputy Director for Educational Work in Nadvirna college of the National Transport University, Nadvirna, Ukraine